

Über die Beanspruchungen des Seildrahtes

Von

Toshio AIDA* und Susumu SATO*

(Eingegangen am 18. Oktober 1960)

Wir haben einen kleinen Dehnungsmesser benützt und praktische Messungen der im Draht entstandenen Beanspruchungen bei Zug, Biegung oder Drehung des Drahtseiles angestellt, weil die Forschungen über die Drahtbeanspruchungen wegen der komplizierten Bauart des Drahtseiles und vor allem wegen des Maßes der Verschiebung zwischen den Drähten manche schwierige Probleme mit sich bringen, die erst durch praktische Messungen der Beanspruchungen aufzulösen sind.

Aus diesen Versuchen haben wir folgende Resultate erhalten.

- 1) Wir dürften die Frage stellen, ob P/A , als die Drahtbeanspruchung bei Zug eines Seiles im allgemeinen anzusehen sei, denn unserer Ansicht nach müssen wir die Drahtbeanspruchungen noch höher ansetzen.
- 2) Zur Bezeichnung der Biegebungsbeanspruchungen in einem Seil mit $\sigma_b = E_b \frac{d}{D}$, wäre ein passender Wert für E_b ungefähr 20000 kg/mm^2 .
- 3) Die Biegesteifigkeit eines Seiles wird durch den Verschiebungsgrad zwischen Drähten und Litzen in hohem Maß beeinflußt. Sie erhöht sich mit Zunahme der Seilkraft und vermindert sich mit Zunahme der Querlast.

1. Einleitung

Über die Beanspruchungen, die im Draht bei Zug, Biegung oder Drehung des Drahtseiles entstehen, ist bis heute auf theoretischem Wege schon ziemlich gut erforscht worden. Zu endgültigen Resultaten ist es aber noch nicht gekommen, weil die Forschungen über dieses Thema wegen der komplizierten Bauart des Drahtseiles und vor allem wegen des Maßes der Verschiebung zwischen den Drähten manche schwierige Probleme mit sich bringen, die nicht nur auf theoretischem Wege, sondern auch durch praktische Messungen der Beanspruchungen erst aufzulösen sind. Im Hinblick darauf haben wir einen kleinen Dehnungsmesser, der durch elektrische Widerstandslinien eine ziemlich bequeme Messung der Teilbeanspruchungen ermöglicht, benützt und praktische Messung der im Seildraht entstandenen Beanspruchungen angestellt. Die erhaltenen Messungsergebnisse haben wir mit den bisherigen theoretischen Untersuchungsergebnissen verglichen, um die Sache möglichst ins klare zu bringen.

* Institut für Bergbaukunde

2. Drahtbeanspruchungen im gezogenen Seil

Wir haben Zugprüfungen angestellt, indem wir ein 60 cm langes Seil, dessen beide Enden durch Kupplung an eine Amsler-Universal-prüfungsmaschine fixiert waren, gezogen haben.

Dabei haben wir die Selbstdrehung des Seiles hemmen müssen. Einen sehr kleinen Dehnungsmesser mit der Länge von 4 mm und mit der Breite von 0.7 mm haben wir im voraus an den Draht geklebt, seine Genauigkeit bei Zug oder Biegung geprüft und im ganzen genügend präzise Werte erhalten.

In Abb. 1 stehen die Resultate aus Zugprüfungen eines Spiralseiles mit 2 Drähten. Bei diesen Prüfungen war der Dehnungsmesser an die Oberfläche der Drahtstücke, die sich auf Außenseite des Seiles gezeigt hatten, in paralleler Richtung zur Drahtachse geklebt worden.

Die drei punktierten und gestrichelten Linien stellen theoretische Werte dar, und die einzelnen Punkte bedeuten die Messungsergebnisse. Um diese theoretischen Werte zu erhalten, haben wir die gleiche Methode angewandt, wie Owada bei seinen Analysen für Spiralseile mit 7 Drähten.

Wir sind nämlich von der Äquivalenz-Gleichung für dünne Stäbe von Kirchhoff ausgegangen, dann haben wir angenommen, daß sich die Berührungsfläche des Kerndrahtes mit dem Seitendraht teilweise zusammendrückt, und bei Zug des Seiles, dessen Selbstdrehung gehemmt war, die Drahtbeanspruchungen untersucht.

Wir können es folgenderweise ausdrücken :

$$\sigma_t = \frac{-R\xi + \sin \beta}{\frac{\pi}{4}d^2} \frac{P}{i}, \tag{1}$$

$$\sigma_m = \frac{-R^2\xi(\tan^2 \beta - 1) + \nu \cos \beta - R \sin \beta}{\frac{\pi}{32}d^3} \frac{P}{i}, \tag{2}$$

$$\sigma_n = \frac{2R^2\xi \tan \beta + \nu \sin \beta + R \cos \beta}{\frac{\pi}{16}d^3} \frac{P}{i}, \tag{3}$$

- σ_t : Zugbeanspruchung,
- σ_m : Biegungsbeanspruchung,
- σ_n : Drehbeanspruchung,

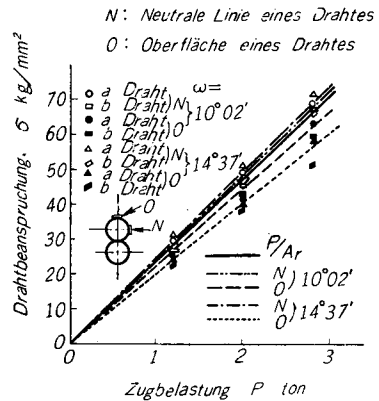


Abb. 1. $P-\sigma$ Linien der Spiralseile 12.0mm ϕ mit 2 Drähten.

R : Mittlerer Windungshalbmesser,

β : Neigungswinkel des Seitendrahtes (90° -Schlagwinkel),

d : Drahtdurchmesser,

P : Spannung, die auf das Drahtseil wirkt,

i : Drahtzahl,

$$\xi = \frac{f_3 q_2 - q_3 (f_2 + u_2)}{q_3 (f_1 - u_1) - f_3 q_1}, \quad \nu = \frac{(f_2 + u_2) q_1 - (f_1 - u_1) q_2}{q_3 (f_1 - u_1) - f_3 q_1}$$

$$u_1 = \frac{1}{\pi E m_1} + K, \quad u_2 = \frac{2 \sin \beta}{m_1 \pi d E}$$

$$f_1 = -\frac{R^4}{\cos^2 \beta} \left(\frac{\cos^2 2\beta}{b \cos^2 \beta} + \frac{4 \sin^2 \beta}{c} \right),$$

$$f_2 = \frac{R^3}{\cos^2 \beta} \left(\frac{\cos 2\beta \cdot \sin \beta}{b} - \frac{\sin 2\beta \cdot \cos \beta}{c} \right),$$

$$f_3 = -\frac{R^2}{\cos^2 \beta} \left(\frac{\cos 2\beta \cdot \cos \beta}{b} + \frac{\sin 2\beta \cdot \sin \beta}{c} \right),$$

$$K = \Gamma \sin^2 \beta \cdot \log \frac{d}{2\Gamma} + \frac{2}{3} \Gamma \sin^2 \beta,$$

$$\Gamma = \frac{m_1^2 - 1}{\pi m_1^2 E},$$

$$a = A_d E, \quad b = I_d E, \quad c = J_d G,$$

$$q_1 = R^2 \left(-\frac{\cot \beta}{a R^2} + \frac{2 \cot 2\beta}{b} + \frac{2 \tan \beta}{c} - \frac{\tan \beta}{e R^2} \right),$$

$$q_2 = R \left(\frac{1}{a R^2} - \frac{1}{b} + \frac{1}{c} - \frac{1}{e R^2} \right) \cos \beta,$$

$$q_3 = \frac{\cos \beta \cdot \cot \beta}{b} + \frac{\sin \beta}{c},$$

E : Elastizitätsmodul des Seitendrahtes,

m_1 : Poissonsche Zahl des Drahtes,

A_d : Querschnitt des Drahtes,

I_d : Trägheitsmoment des Drahtes,

J_d : Polares Trägheitsmoment des Drahtes,

G : Torsionselastizitätsmodul des Seitendrahtes.

Als Beanspruchungen in der Drahtachsenrichtung entstehen auf äußerer Seite des Drahtes ($\sigma_t + \sigma_m$) und auf innerer Seite desselben ($\sigma_t - \sigma_m$). Dabei entspricht ($\sigma_t + \sigma_m$) den Beanspruchungen, die wir mit dem Dehnungsmesser bemessen können.

Nun sehen wir in Abb. 1 eine ziemlich gute Übereinstimmung zwischen den theoretischen Werten und den Messungsergebnissen.

Daher in der Überzeugung, daß die obige analytische Methode im allgemeinen richtig war, haben wir jetzt die gleichen Versuche mit einem Seil von 7 Drähten gemacht, wie vorher mit einem Seil von 2 Drähten, und die Resultate erhalten, die in Abb. 2 und 3 aufgezeichnet sind. Dabei stehen in Abb. 2 die Resultate

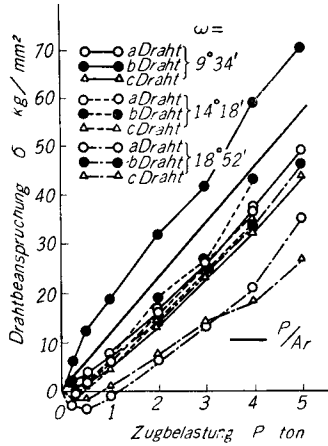


Abb. 2. $P-\sigma$ Linien der Spiralseile 10,4 mm ϕ mit 7 Drähten.

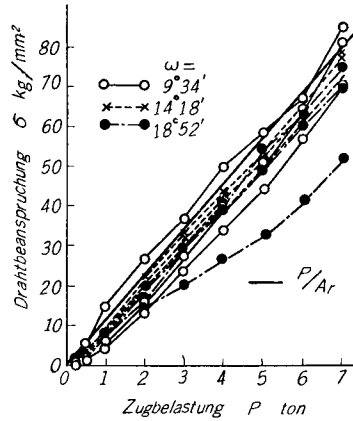


Abb. 3. $P-\sigma$ Linien der Spiralseile 10,4 mm ϕ mit 7 Drähten (Zweite und weitere Prüfung).

aus der ersten und in Abb. 3 diejenigen aus den weiteren Zugprüfungen. In diesen Abbildungen, insbesondere in Abb. 2 sehen wir deutlich die Veränderung der entstandenen Beanspruchungsstärke im Zusammenhang mit dem Unterschied der beiden Bereiche für leichte und schwere Zugbelastungen.

Im ersten Bereich nämlich, wo es noch geringe Zugbelastungen gibt, entstehen schwache Beanspruchungen, diese werden aber in folgenden, wo die Zugbelastungen zunehmen, stärker.

Der erste Bereich heißt nach Owada der erste Zugsteifigkeitsbereich, in dem sich die Seitendrähte wie Sprungfedern bewegen, und der darauf folgende der zweite Zugsteifigkeitsbereich, in dem die Seitendrähte miteinander in dichtere Berührung kommen und zwischen ihnen und dem Kerndraht Pressung entsteht.

In Hinsicht auf diese beiden Bereiche haben wir diesmal die Drahtbeanspruchungen bei Zug eines spiralseiles von 7 Drähten berechnet. Dabei haben wir auch die von Owada auf theoretischem Wege eingeführten Gleichungen angewandt, wie bei unserem vorigen Versuch mit einem Spiralseil von 2 Drähten.

Dabei lassen sich die Drahtbeanspruchungen im gezogenen Spiralseil von 7 Drähten folgenderweise ausdrücken.

$$\sigma_t = \frac{-R\xi + \sin \beta}{\frac{\pi}{4} d^2} \frac{P}{i + \eta}, \quad \dots\dots\dots(4)$$

$$\sigma_m = \frac{-R^2\xi(\tan^2 \beta - 1) + \nu \cos \beta - R \sin \beta}{\frac{\pi}{32} d^3} \frac{P}{i + \eta}, \quad \dots\dots\dots(5)$$

$$\sigma_n = \frac{2R^2\xi \tan \beta + \nu \sin \beta + R \cos \beta}{\frac{\pi}{16} d^3} \frac{P}{i + \eta}. \quad \dots\dots\dots(6)$$

Die Beanspruchungen in der Achsenrichtung des Kerndrahtes σ'_t ist:

$$\sigma'_t = \frac{\eta}{\pi d'^2} \frac{P}{i + \eta}, \quad \dots\dots\dots(7)$$

d' : Kerndrahtdurchmesser,

Anders als bei einem Spiralseil von 2 Drähten sind ξ, η, ν :

$$\begin{aligned} \xi &= \frac{q_3 u_1 - q_2 u_2}{q_3 + q_1 u_2}, \\ \eta &= \frac{1}{j_2'} \left\{ (j_2 + j_1 u_1) - \frac{(j_3 + j_1 u_2)(q_2 + q_1 u_1)}{q_3 + q_1 u_2} \right\}, \\ \nu &= -\frac{q_2 + q_1 u_1}{q_3 + q_1 u_2}, \end{aligned}$$

q_1, q_2 und q_3 bleiben gleich wie bei einem Seil von 2 Drähten.

$$\begin{aligned} u_1 &= -\frac{k_2 j_2' - k_2' j_2}{k_1 j_2' - k_1' j_2' - k_2' j_1}, \quad u_2 = -\frac{k_3 j_2' - k_2' j_3}{k_1 j_2' - k_1' j_2' - k_2' j_1} \\ j_1 &= R^3 \left(-\frac{1}{aR^2} + \frac{\tan^2 \beta - 1}{b} + \frac{2}{c} + \frac{1}{eR^2} \right), \\ j_2 &= R^2 \left(\frac{\sin \beta}{aR^2} + \frac{\sin \beta}{b} + \frac{\cos \beta \cdot \cot \beta}{c} + \frac{\cos \beta \cdot \cot \beta}{eR^2} \right), \\ j_3 &= R \left(\frac{1}{c} - \frac{1}{b} \right) \cos \beta, \\ k_1 &= -\frac{R^3}{\left(1 - \frac{d}{2R}\right) \cos^2 \beta} \left(\frac{d \cos^2 \beta}{2m_1 a R^3} + \frac{K \cos^2 \beta}{R^4} + \frac{\cos^2 2\beta}{b \cos^2 \beta} + \frac{4 \sin^2 \beta}{c} \right), \\ k_2 &= \frac{R^2}{\left(1 - \frac{d}{2R}\right) \cos^2 \beta} \left(\frac{d \sin 2\beta \cdot \cos \beta}{4m_1 a R^3} + \frac{\cos 2\beta \cdot \sin \beta}{b} - \frac{\sin 2\beta \cdot \cos \beta}{c} \right), \\ k_3 &= -\frac{R}{\left(1 - \frac{d}{2R}\right) \cos^2 \beta} \left(\frac{\cos 2\beta \cdot \cos \beta}{b} + \frac{\sin 2\beta \cdot \sin \beta}{c} \right), \\ j_2' &= \frac{1}{a'}, \quad q_3' = \frac{1}{c'}, \\ \Gamma &= \frac{m_1^2 - 1}{\pi m_1^2 E}, \quad \Gamma' = \frac{m'^2 - 1}{\pi m'^2 E'}. \end{aligned}$$

Der 1. Zugsteifigkeitsbereich $k_1' = \infty, K = 0$

Der 2. Zugsteifigkeitsbereich (wenn wir annehmen, daß sich die Berührungsfläche zwischen dem Kerndraht und den Seitendrähten teilweise zusammendrückt)

$$k_1' = \frac{1}{2} \frac{\Gamma' \sin^2 \beta}{R \left(1 - \frac{d}{2R}\right)^2} \log \frac{2R^2 \left(1 - \frac{d}{2R}\right)^2}{(\Gamma + \Gamma') d \sin^4 \beta}, \quad k_2' = -\frac{1}{m' a'}$$

$$K = \frac{1}{2} \frac{\Gamma}{\left(1 - \frac{d}{2R}\right)} \log \frac{d}{2(\Gamma + \Gamma'')}.$$

a, b, c u.s.w. bleiben gleich wie bei einem Spiralseil von 2 Drähten, andere sind folgenderweise auszudrücken:

$$e = A_d G, \quad a' = A_d' E', \quad c' = J_d' G',$$

A_d' : Querschnitt des Kerndrahtes,
 J_d' : Polares Trägheitsmoment des Kerndrahtes,
 E' : Elastizitätsmodul des Kerndrahtes,
 G' : Torsionselastizitätsmodul des Kerndrahtes,
 m' : Poissonsche Zahl.

Die theoretischen Berechnungswerte ($\sigma_t + \sigma_m$) für den ersten Zugsteifigkeitsbereich Tab. 1 scheinen uns kleiner als experimentalen Werte in Abb. 2 und 3.

Tab. 1. Drahtbeanspruchungen der Spiralseile von 7 Drähten 12.00 mm
(Bei gehemmter Selbstdrehung)

1) Erster Zugsteifigkeitsbereich

Beanspruchungen		Schlagwinkel		
		9°34'	14°18'	18°52'
σ_t	kg/mm ²	$3.32 \times 10^{-3} P$	$3.19 \times 10^{-3} P$	$3.03 \times 10^{-3} P$
σ_m	kg/mm ²	$-2.68 \times 10^{-2} P$	$-2.59 \times 10^{-2} P$	$-2.47 \times 10^{-2} P$
$\sigma_t + \sigma_m$	kg/mm ²	$-2.35 \times 10^{-2} P$	$-2.27 \times 10^{-2} P$	$-2.17 \times 10^{-2} P$
$\sigma_t - \sigma_m$	kg/mm ²	$3.01 \times 10^{-2} P$	$2.91 \times 10^{-2} P$	$2.77 \times 10^{-2} P$
σ_t'	kg/mm ²	$5.91 \times 10^{-2} P$	$5.95 \times 10^{-2} P$	$6.00 \times 10^{-2} P$

2) Zweiter Zugsteifigkeitsbereich

Beanspruchungen		Schlagwinkel		
		9°34'	14°18'	18°52'
σ_t	kg/mm ²	$1.15 \times 10^{-2} P$	$1.16 \times 10^{-2} P$	$1.16 \times 10^{-2} P$
σ_m	kg/mm ²	$-3.84 \times 10^{-4} P$	$-7.16 \times 10^{-4} P$	$-1.67 \times 10^{-3} P$
$\sigma_t + \sigma_m$	kg/mm ²	$1.11 \times 10^{-2} P$	$1.09 \times 10^{-2} P$	$0.99 \times 10^{-2} P$
$\sigma_t - \sigma_m$	kg/mm ²	$1.19 \times 10^{-2} P$	$1.23 \times 10^{-2} P$	$1.33 \times 10^{-2} P$
σ_t'	kg/mm ²	$1.20 \times 10^{-2} P$	$1.24 \times 10^{-2} P$	$1.41 \times 10^{-2} P$

$$P/A_s = 1.15 \times 10^{-2} P$$

Der Grund dafür ist vermutlich, daß es in der Tat keinen deutlich abgrenzten ersten Zugsteifigkeitsbereich für ein Spiralseil gibt, daß sich nur einige Seitendrähte wie Sprungfedern bewegen, während andere bei Berührung mit dem Kerndraht sich nicht in eine solch freie Bewegung setzen können.

Wir dürften also annehmen, daß in diesen tatsächlichen Bewegungen der Seitendrähte bei geringen Zugbelastungen die beiden Arten von Drahtbewegungen im ersten und zweiten Zugsteifigkeitsbereiche zusammenlaufen.

Um für den 2. Zugsteifigkeitsbereich die theoretischen Berechnungswerte mit den experimentalen Resultaten zu vergleichen, zeichnen wir jetzt die Abb. 3 um und bekommen die Abb. 4, wo wir auf der Querachse den Schlagwinkel darstellen und die Belastung von 1.5 ton als 0 ansehen, d.h., den ersten Zugsteifigkeitsbereich ausschließen. In diesem Fall finden wir in Abb. 4 eine ziemlich gute Übereinstimmung zwischen den theoretischen und experimentellen Werten, und damit die Richtigkeit der theoretischen Gleichungen, wie vorher bei dem Versuch mit einem Seil von 2 Drähten.

Es scheint uns also möglich, mit Hilfe von Tab. 1 die Drahtbeanspruchungen für ein Seil von 7 Drähten abzuschätzen. Dabei sind die Beanspruchungen der äußeren Seite der Drähte ($\sigma_t + \sigma_m$) geringer als P/A_r (A_r : Seilquerschnitt), die der inneren Seite ($\sigma_t - \sigma_m$) aber größer als P/A_r ;

dieses Verhältnis ist besonders im ersten Zugsteifigkeitsbereich deutlich zu ersehen. Ferner, wenn der Schlagwinkel zunimmt, wird ($\sigma_t - \sigma_m$) im ersten Zugsteifigkeitsbereich immer kleiner, im zweiten aber immer größer und wächst, wenn der Schlagwinkel über 18° wird, zu bedeutende Größe.

Bei Tab. 2, in der wir theoretische Berechnungswerte in Rücksicht auf freie Selbstdrehung des Seiles angegeben haben, möchten wir darauf beachten, daß ($\sigma_t - \sigma_m$) hier viel größer ist, als bei gehemmter Selbstdrehung.

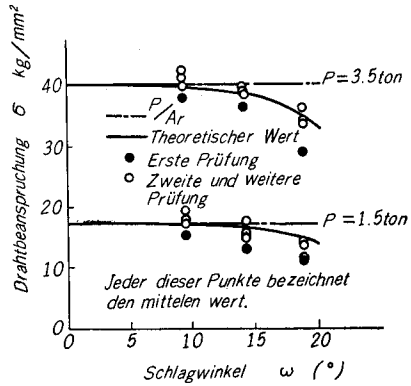


Abb. 4. $\omega - \sigma$ Linien der Spiralseile 12.0 mm ϕ mit 7 Drähten im zweiten Zugsteifigkeitsbereich.

Tab. 2. Drahtbeanspruchungen der Spiralseile von 7 Drähten 12.00 mm (Bei freier Selbstdrehung)

Zweiter Zugsteifigkeitsbereich

Beanspruchungen		Schlagwinkel		
		9°34'	14°18'	18°52'
σ_t	kg/mm ²	$1.08 \times 10^{-2} P$	$1.01 \times 10^{-2} P$	$0.93 \times 10^{-2} P$
σ_m	kg/mm ²	$-5.10 \times 10^{-3} P$	$-9.87 \times 10^{-3} P$	$-1.47 \times 10^{-2} P$
$\sigma_t + \sigma_m$	kg/mm ²	$5.70 \times 10^{-3} P$	$0.26 \times 10^{-3} P$	$-0.54 \times 10^{-2} P$
$\sigma_t - \sigma_m$	kg/mm ²	$1.59 \times 10^{-2} P$	$2.00 \times 10^{-2} P$	$2.40 \times 10^{-2} P$
σ_t'	kg/mm ²	$1.62 \times 10^{-2} P$	$2.08 \times 10^{-2} P$	$2.64 \times 10^{-2} P$

Die Drahtbeanspruchungen bei freier Selbstdrehung können wir auf gleiche Weise ausdrücken, wie die bei gehemmter Selbstdrehung, und durch Einführung von ξ', η' und ν' statt ξ, η und ν berechnen.

$$\xi' = \frac{q_3 u_1 - q_2 u_2 + i q_3' u_1}{q_3 + q_1 u_2 + i q_3' u_1},$$

$$\eta' = \frac{1}{j_2} \{ (j_2 + j_1 u_1) + (j_3 + j_1 u_2) \nu' \},$$

$$\nu' = -\frac{q_2 + q_1 u_1}{q_3 + q_1 u_2 + i q_3' u_1}.$$

In Tab. 3, wo wir die Berechnungswerte in Bezug auf ein Seil von 19 Drähten bei gehemmter Selbstdrehung darstellen, sind die Maximalbeanspruchungen auch größer als P/A_r .

Tab. 3. Drahtbeanspruchungen der Spiralseile von 19 Drähten 22.30 mm
(Bei gehemmter Selbstdrehung)

1) Äußerste Drahtlage

Schlagwinkel		12°28'			14°40'			19°00'		
		Beanspruchungen								
σ_t	kg/mm ²	$3.73 \times 10^{-3} P$			$3.56 \times 10^{-3} P$			$3.57 \times 10^{-3} P$		
σ_m	kg/mm ²	$-1.03 \times 10^{-4} P$			$-1.29 \times 10^{-4} P$			$-2.16 \times 10^{-4} P$		
$\sigma_t + \sigma_m$	kg/mm ²	$3.63 \times 10^{-3} P$			$3.43 \times 10^{-3} P$			$3.36 \times 10^{-3} P$		
$\sigma_t - \sigma_m$	kg/mm ²	$3.84 \times 10^{-3} P$			$3.69 \times 10^{-3} P$			$3.79 \times 10^{-3} P$		

2) Innere Drahtlage

Schlagwinkel		12°58'			16°57'			19°00'		
		Beanspruchungen								
σ_t	kg/mm ²	$3.11 \times 10^{-3} P$			$3.47 \times 10^{-3} P$			$3.60 \times 10^{-3} P$		
σ_m	kg/mm ³	$-1.77 \times 10^{-4} P$			$-3.31 \times 10^{-4} P$			$-4.29 \times 10^{-4} P$		
$\sigma_t + \sigma_m$	kg/mm ²	$2.94 \times 10^{-3} P$			$3.14 \times 10^{-3} P$			$3.17 \times 10^{-3} P$		
$\sigma_t - \sigma_m$	kg/mm ²	$3.29 \times 10^{-3} P$			$3.80 \times 10^{-3} P$			$4.02 \times 10^{-3} P$		
σ_t'	kg/mm ²	$3.33 \times 10^{-3} P$			$3.88 \times 10^{-3} P$			$4.15 \times 10^{-3} P$		

$$P/A_r = 3.56 \times 10^{-3} P$$

Die Drahtbeanspruchungen in diesem Fall können wir auf die unten angegebene Weise berechnen. Für die innere Lage eines Spiralseiles, das einige Lagen enthält, d.h., für seine erste Lage mit dem Kerndraht im Zentrum können wir die gleiche analytische Methode anwenden, wie z.B. für ein einfaches Spiralseil von 7 Drähten. Aber die Zugbelastung P_1 , die auf die innere Lage wirken, ist durch die folgende Gleichung zu erhalten.

$$P_1 = \frac{A(i + \eta)}{A(i + \eta) + i_2 A_2} P,$$

$$A = \begin{vmatrix} j_{12} & j_{22} & j_{32} \\ q_{12} & q_{22} & q_{32} \\ k_{12} & k_{22} & k_{32} \end{vmatrix}, \quad A_1 = \begin{vmatrix} \zeta & j_{22} & j_{32} \\ 0 & q_{22} & q_{32} \\ w & k_{22} & k_{32} \end{vmatrix},$$

$$A_2 = \begin{vmatrix} j_{12} & \zeta & j_{32} \\ q_{12} & 0 & q_{32} \\ k_{12} & w & k_{32} \end{vmatrix}, \quad A_3 = \begin{vmatrix} j_{12} & j_{22} & \zeta \\ q_{12} & q_{22} & 0 \\ k_{12} & k_{22} & w \end{vmatrix}.$$

j_{12}, j_{22} und die anderen Werte finden wir für die 3. Lage auf gleiche Weise, wie für die 2.

$$\zeta = j_2' \eta, \quad w = \frac{2}{D_1} \left\{ \left(f_1 + \frac{dR}{m_1 a} \right) \xi + \left(f_2 - \frac{d \sin \beta}{m_1 a} \right) + f_3 \nu \right\},$$

wodei D_1 : Durchmesser der inneren Lage,

i_2 : Drahtzahl der 3. Lage,

Um Beanspruchungen der 3. Drahtlage zu erhalten, gebrauchen wir folgende Gleichungen:

$$\sigma_t = \frac{-R_2 \xi_2 + \sin \beta_2}{\frac{\pi}{4} d_2^2} \frac{A_2 P}{A(i+\eta) + i_2 A_2}, \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$\sigma_m = \frac{-R_2^2 \xi_2 (\tan^2 \beta_2 - 1) + \nu_2 \cos \beta_2 - R_2 \sin \beta_2}{\frac{\pi}{32} d_2^3} \frac{A_2 P}{A(i+\eta) + i_2 A_2}, \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$\sigma_n = \frac{2R_2^2 \xi_2 \tan \beta + \nu \sin \beta_2 + R_2 \cos \beta_2}{\frac{\pi}{16} d_2^2} \frac{A_2 P}{A(i+\eta) + i_2 A_2}. \quad \dots\dots\dots (10)$$

Für die 3. Lage stellt R_2 den mittleren Windungshalbmesser dar, β_2 den Neigungswinkel, d_2 den Drahtdurchmesser, und ξ_2, ν_2 sind:

$$\xi_2 = \frac{A_1}{A_2}, \quad \nu_2 = \frac{A_3}{A_2}.$$

Wir haben noch keine Prüfungen eines Litzenseiles mit Hanfseele im Inneren, z.B. 6×7, angestellt. Aus den bisherigen Untersuchungsergebnissen dürften wir die Frage stellen, ob P/A , als die Drahtbeanspruchung bei Zug eines Drahtseiles im allgemeinen anzusehen sei, denn unserer Ansicht nach müssen wir die Drahtbeanspruchungen noch größer ansetzen. Zweitens halten wir es für rätlich, zu große Vergrößerung des Schlagwinkels zu vermeiden, denn sie verursacht eine große Erhöhung der Maximalbeanspruchungen. Drittens bei Versuchen mit einem Gegenstand von sehr komplizierter Bauart, wie mit einem Drahtseil, ist es unvermeidlich, als Prüfungsergebnisse viele voneinander sehr verschiedene Werte zu erhalten. Dabei scheint es uns wichtig, nicht nur den mittleren Wert, sondern auch den Unterschiedgrad zwischen demselben und allen einzelnen Werten festzustellen.

So haben wir z.B. den Unterschiedsgrad bei den Messungswerten, die wir aus Zugprüfungen eines verschlossenen Spiralseiles bekamen, in Abb. 5 dargestellt.

Hierbei scheint es uns bemerkenswert, daß sich der Unterschiedsbereich bei einer Zugkraft von 13 ton noch auf $\pm 14\%$ erstreckt.

3. Drahtbeanspruchungen im gebogenen Seil

Wie die Biegungsbeanspruchungen bei Biegung eines Rundstahlstabs in einer bestimmten Krümmung, können wir auch die Maximalbeanspruchungen, die in einem Drahtseil bei Biegung entstehen, auf eine ähnliche Weise ausdrücken:

$$\sigma_b = E_b \frac{d}{D}, \dots\dots\dots(11)$$

- σ_b : Maximalbiegungsbeanspruchung,
- E_b : Elastizitätsmodul für Biegungsbeanspruchung eines Seiles,
- d : Drahtdurchmesser,
- D : Rollen-oder Scheibendurchmesser.

E_b in dieser Gleichung, das zum Unterschied von dem Elastizitätsmodul eines Stahlstabs: $E=21000 \text{ kg/mm}^2$ Einflüsse des Schlags und der Verschiebungen zwischen Drähten enthält, ist heute in verschiedene Ausdrucksformen gebracht worden.

- a) $E_b \cong E \cong 2.0 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ (nach den japanischen Regeln für Seilschwebbahn),
- b) $E_b \cong E \cos^2 \omega_r \cdot \cos^2 \omega_s \cong 1.9 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ (nach E. Czitary und anderen),
- c) $E_b \cong E \cos^4 \omega_r \cdot \cos^4 \omega_s = 1.7 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ (diese Gleichung wird in der Sowjet Union gebraucht),
- d) $E_b \cong \frac{1}{2} E \cong 1.0 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ (nach den japanischen Bergbausicherheitsregeln),
- e) $E_b \cong \frac{3}{8} E \cong 0.8 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ (nach Bach),

- ω_r : Schlagwinkel eines Seiles,
- ω_s : Schlagwinkel einer Litze.

Die theoretische Richtigkeit der Gleichung von Czitary und anderen würde sich unter Voraussetzung einer völligen Reibungslosigkeit zwischen Drähten nicht bezweifeln lassen. Die tatsächlichen Biegungsbeanspruchungen in einem Seil aber, zwischen dessen Drähten doch ein gewisses Maß von Reibungen immer entsteht, könnte man erst durch praktische Messungen feststellen.

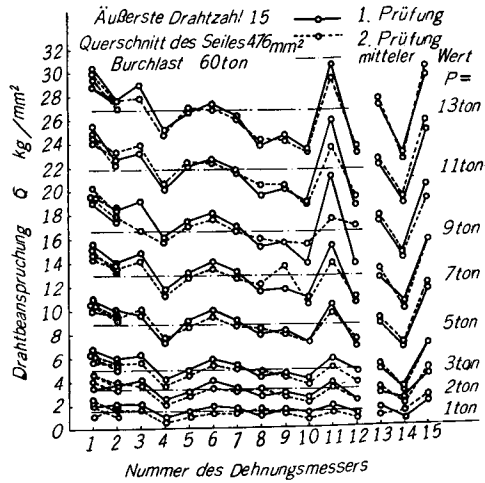


Abb. 5. Drahtbeanspruchungen der äußersten Lagen des verschloßenen Seiles 25.3 mm ϕ bei Zug.

Die Verfasser haben auf zwei Methoden Biegeprüfungen angestellt, um Biegebeanspruchungen zu messen.

Nach der ersten Methode ziehen wir ein Seil zuerst, belasten es dann mit einer Querlast; nach der zweiten schmiegen wir ein eingespanntes Seil um die Treibscheibe.

Bei diesen Prüfungen haben wir einige interessante Tatsachen außerdem Messungsergebnisse gefunden, worüber wir im folgenden Bericht erstatten möchten.

3.1 Messung der Biegebeanspruchungen durch Biegeprüfungen für ein eingespanntes Drahtseil

Die Einrichtung, die wir bei der ersten Prüfungsmethode benutzt haben, ist in Abb. 6 skizziert. Um das Seil zu belasten, wird Zugbelastung S durch eine Zugeinrichtung mit Schneckengetriebe, Querbelastung Q durch Belastungseinrichtung mit Hebel gegeben. Einen konstanten Wert von S , das sich mit Q

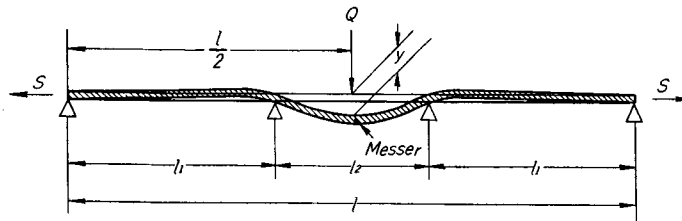


Abb. 6. Biegeeinrichtung des eingespannten Seiles.

verändert, können wir durch genaue Einstellung des Schneckengetriebes erhalten. Deformation y messen wir mit Dialgauge, und Dehnungen, die in einigen gerade unter dem Belastungspunkt befindlichen Drähten entstehen, mit einem Dehnungsmesser, der in paralleler Richtung zur Drahtachse angeklebt wird.

Nun bekommen wir unter der Annahme, daß die Biegesteifigkeit des Seiles in seiner ganzen Länge konstant bleibe, die folgende Gleichung:

$$y = \frac{Q}{2S} \left[\left(\frac{l}{2} - \frac{\sinh \frac{\lambda l}{2}}{\lambda \cosh \frac{\lambda l}{2}} \right) - \left(l_1 - \frac{\sinh \lambda l_1}{\lambda \cosh \frac{\lambda l}{2}} \right) \left\{ \frac{l_1 - \frac{\sinh \lambda l_1}{\lambda} \cdot \frac{2e^{\lambda l/2}}{1+e^{\lambda l}}}{l_1 - \frac{\sinh \lambda l_1}{\lambda} \cdot \frac{e^{\lambda l} (1+e^{\lambda l_2})}{1+e^{\lambda l}}} \right\} \right], \dots\dots\dots (12)$$

$$\lambda = \sqrt{\frac{S}{E_f I_r}},$$

E_f : Elastizitätsmodul für Biegesteifigkeit des Seiles,

I_r : Trägheitsmoment des Seilquerschnitts.

Für ρ als Krümmungshalbmesser an dem Belastungspunkt:

$$\frac{1}{\rho} = -\frac{Q}{2S} \lambda \left[\tanh \frac{\lambda l}{2} - \left(l_1 - \frac{\sinh \lambda l_1}{\lambda \cosh \frac{\lambda l}{2}} \right) \left(\frac{\sinh \lambda l_1}{l_1 - \frac{\sinh \lambda l_1}{\lambda} \cdot \frac{2e^{\lambda l/2}}{1+e^{\lambda l}}} \right) \right]. \dots\dots\dots (13)$$

Die Gleichungen (12) und (13) lassen sich in passende Annäherungsgleichungen umsetzen, sofern l_1 und l_2 groß sind.

Ferner wenn $S=0$ ist,

$$y = \frac{Q}{E_f I_r} \cdot \frac{l_2^3 (8l_1 + 3l_2)}{192(2l_1 + 3l_2)}, \quad \dots\dots\dots(14)$$

$$\frac{1}{\rho} = -\frac{Q}{E_f I_r} \left\{ \frac{l_2}{4} - \frac{3}{8} \frac{l_2^2}{(2l_1 + 3l_2)} \right\}. \quad \dots\dots\dots(15)$$

Mit den Gleichungen (12) und (14) können wir λ und damit die Biegesteifigkeit des Seiles $E_f \cdot I_r$ berechnen.

Wenn wir jetzt annehmen, daß I_r den Wert immer behält, den es in dem Zustand einer völligen Reibungssteifigkeit annimmt, dann gilt uns E_f als Ausdruck für das Verschiebungsmaß zwischen Drähten und die Einflüsse des Schlags, d.h., für den Steifigkeitsgrad des Seiles. Nun ist es zu vermuten, daß E_f nicht

für die ganze Seillänge konstant ist, sondern in der Nähe des Belastungspunkts kleiner und in Entfernung von demselben groß.

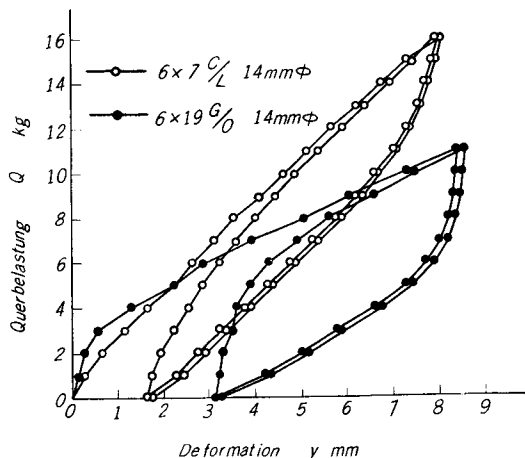


Abb. 7. Q-y Kurve bei S=0.

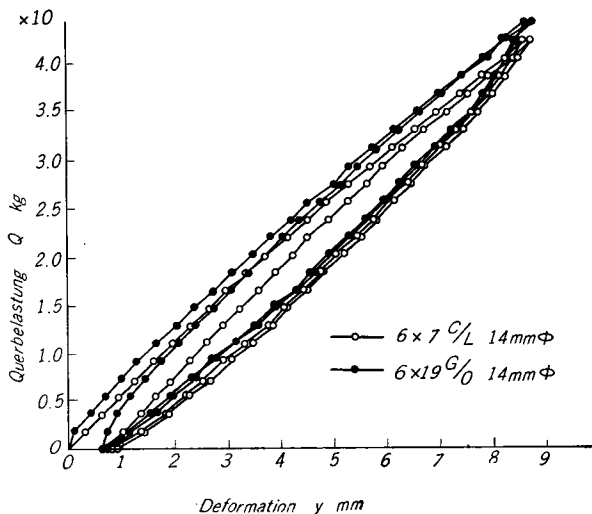


Abb. 8. Q-y Kurve bei S=2 ton.

Aber E_f , das wir mit der Gleichung (12) berechnen, dürften wir mit Sicherheit für den Wert halten, der hauptsächlich auf die Zustände des Seilquerschnitts in der Nähe des Belastungspunkts hinweist. (Hier wird die Beweisführung weggelassen.)

In Abb. 7 und 8, in denen wir das Verhältnis zwischen Querbelastung Q und Deformation y darstellen, ist es bemerkenswert, daß E_f sich mit Zunahme von S erhöht, d.h., die Überwindung der Reibungen zwischen Drähten schwerer wird, und daß es mit Zunahme von Q abnimmt. Auch nach Seilbauart nimmt E_f verschiedene Werte an. Z.B., wenn $S=0$ ist, so ist $6 \times 19 G/O$ —geschmeidiger als 6×7 —, aber trotz der üblichen Annahme ungeschmeidiger als dieses, wenn $S=2$ ton ist.

Um das erwähnte Sachverhältnis zu verdeutlichen, haben wir Abb. 9, 10* und 11 gezeichnet, wobei der Elastizitätsmodul für Biegesteifigkeit des Seiles aus dem Verhältnis der kleinen Deformation Δy zur kleinen Querbelastungsveränderung ΔQ erhalten und als E_f' bezeichnet worden ist.

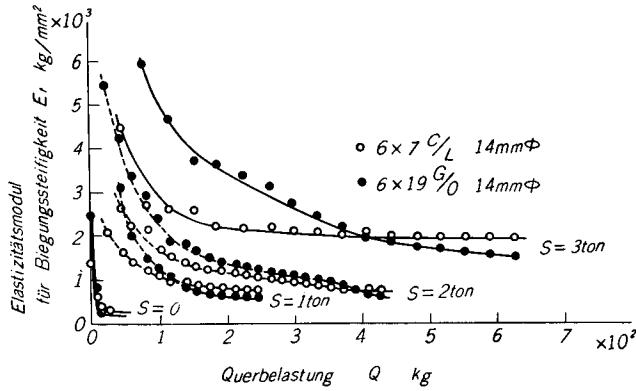


Abb. 9. $Q-E_f$ Kurve für eingespannte Seile.

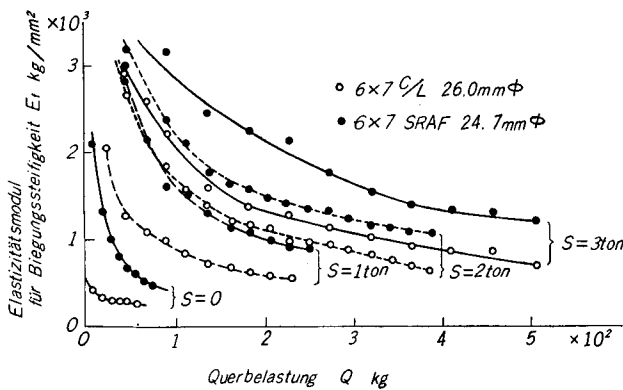
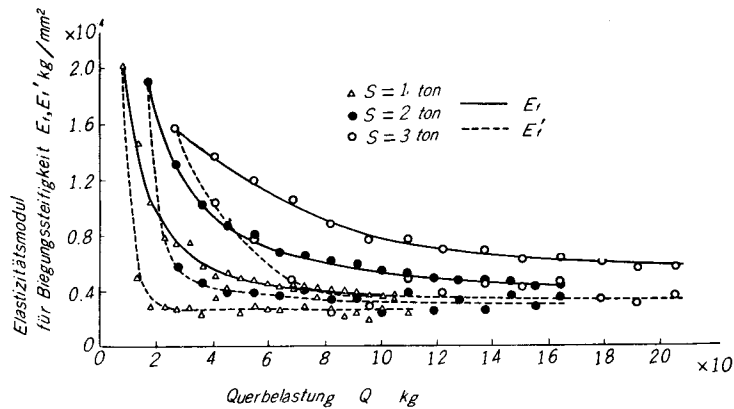


Abb. 10. $Q-E_f$ Kurve für eingespannte Seile.

* Die Bauart des SRAF-Seiles ist in Abb. 15 dargestellt.

Abb. 11. $Q-E_f, E'_f$ Kurve für eingespannte Spiralseil von 7 Drähten.

In Hinsicht auf diese Abbildungen (viele ähnliche Abbildungen sind hier weggelassen) drücken wir E_f mit Seilkraft S und Ablenkwinkel θ ($\tan \theta = \frac{Q}{2S}$) aus und bekommen die Tabelle 4.

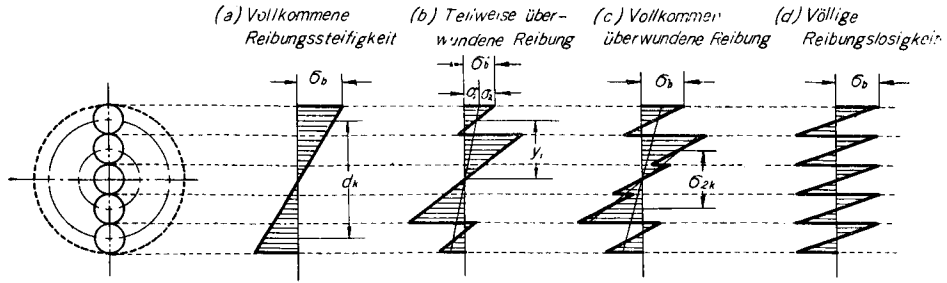
Tab. 4. Das Verhältnis zwischen E_f , S und θ bei verschiedenen Seilbauarten

$E_f = f(\sigma_s) \left(\frac{1}{\tan \theta} \right)^p, \quad \sigma_s = \frac{S}{A_r}$				
Litzenseil..... $f(\sigma_s) = 10^{a\sigma_s^2 + b\sigma_s + c}$				
Spiralseil..... $f(\sigma_s) = 10^{b\sigma_s + c}$				
	a	b	c	p
7-Drähte		0.00350	2.632	0.62
6×7 C/L	0.000365	-0.00621	2.265	0.55
6×19 G/O	0.000593	-0.01635	2.138	0.78
6×7 SRAF	0.000514	0.00306	2.406	0.53

Wie schon gesagt, werden die Reibungen zwischen den Drähten bei auf das Seil wirkender Zugkraft schwer überwindlich, da befindet sich das Seil in einem ähnlichen Zustand, wie ein Stahlstab.

Wie aber dementsprechend die Verteilung der Biegungsbeanspruchungen stattfindet, stellen wir in Abb. 12 dar.

Wenn wir hierbei die Einflüsse des Schlags außer acht lassen, dann können wir annehmen, daß E_b sich auf der Stufe (d), wo völlige Reibungslosigkeit entsteht, als E , auf der Stufe (a), wo die Reibungssteifigkeit vollkommen wird, als $E \frac{d_r}{d}$, und auf den Stufen b), c) als ein Wert darstellt, der dem Zustand der teilweisen oder vollkommen überwundenen Reibungen entspricht. Wenn wir jetzt zu E_b aus experimentellen Resultaten einen Wert für den angenommenen Zustand einer völligen Reibungslosigkeit wählen— E_b enthält hier zum Unterschied von E auch Einflüsse des Schlags—und die folgende Gleichung formulieren:



Biegungsbeanspruchung	$\sigma_b = E \frac{d_r}{2\rho}$	$\left(\frac{M_0 l'}{\sqrt{(M_2 + M_0) + M_1} M_0} \frac{d_r}{d} \right) E \frac{d}{2\rho}$	$\left(\frac{M_0 l''}{\sqrt{(M_3 + M_0) + M_1} M_0} \frac{d_r}{d} \right) E \frac{d}{2\rho}$	$E \frac{d}{2\rho''}$
Trägheitsmoment Bei Spiralseil von 19 Drähten	I_r	I_r'	I_r''	I_r''
	$\frac{451}{64} \pi d^4$	$\frac{67}{64} \pi d^4$	$\frac{19}{64} \pi d^4$	$\frac{19}{64} \pi d^4$

M_0 : Biegemoment, wenn Seilquerschnitt auflösen anzufängt.
 M_2 : Biegemoment bei (b), d_r : Seildurchmesser,
 M_3 : Biegemoment bei (c), d : Drahtdurchmesser,
 ρ, ρ', ρ'' : Krümmungsradius bei (a), (b), (c) oder (d).

Abb. 12. Verlauf der Biegungsbeanspruchungen in einem querbelasteten Tragseil.

$$\sigma_b = E_b \frac{k d}{2\rho}, \dots\dots\dots(16)$$

dann können wir k als Bezeichnung des Verschiebungsmaßes ansehen. Da also ein konstantes Verhältnis zwischen E_f und k zu erschließen ist, stellen wir beides, E_f auf Querachse und k auf Längsachse, dar und finden die Kurven in Abb. 13, 14, und 15. Der Grund der Verschiedenheit dieser Kurvenformen möchten wir folgenderweise darlegen. Wenn bei Biegung eines Seiles der Vorgang der Verschiebungen zwischen Drähten und die Entstehung der Querschnittsunordnungen Unterschied der Beanspruchungen an einzelnen Stellen hervorrufen, so ist dieser Unterschied bei einem Seil von 7 Drähten klein und bei einem Seil von 6×7 groß, was die Verschiedenförmigkeit der Kurven in diesen Abbildungen verursacht zu haben scheint.

Von theoretischem Gesichtspunkt aus betrachtet, geht die Auflösung des

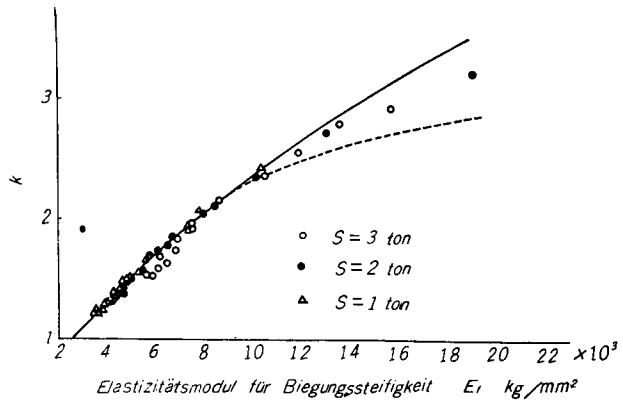


Abb. 13. E_f - k Kurve des Spiralseiles mit 7 Drähten.

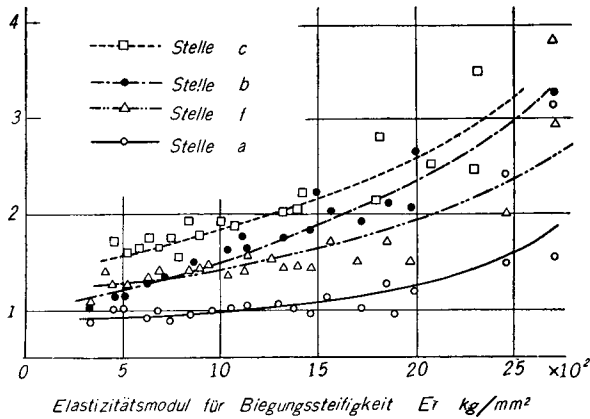


Abb. 14. E_f-k Kurve von 6×7 C/L 2.06 mm ϕ .

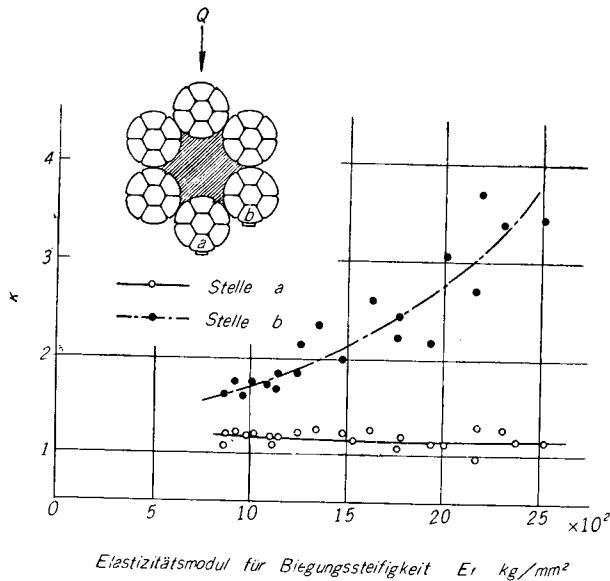


Abb. 15. E_f-k Kurve von 6×7 SRAF 24.7 mm ϕ .

Querschnittbildes im allgemeinen auf die Weise vor, wie Czitary sie analysiert hat. Sie geht nämlich von den rechtwinklig zur Belastungsrichtung befindlichen Drähten in der äußersten Lage aus und reicht allmählich bis an die anderen, in der Belastungsrichtung liegenden Drähte in derselben Lage, dann weiter bis an diejenigen in der inneren Lage. Von praktischem Gesichtspunkt aus aber müssen wir vermuten, daß die Auflösung von der Zugseite des Seilquerschnitts (von der Litze A in Abb. 16)

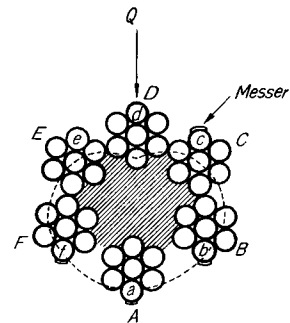


Abb. 16. Formänderung des Querschnittes.

ausgeht und allmählich nach der Litze D vorrückt. Dieser Vorgang läßt sich ohne weiteres erklären, wenn wir in Betracht ziehen, daß zwischen den Litzen D und E, oder auch D und C, immer eine Tendenz des wechselseitigen Zusammendrückens entsteht, während sich die Litzen A und F, oder A und B voneinander zu trennen suchen. Infolge dieses Verschiebungsvorganges trennt sich die Litze A von anderen Litzen, auch die Drähte in derselben lösen sich auf, und in dem Draht a entstehen an der Stelle des angeklebten Dehnungsmessers geringe Dehnungen, d.h., k weist einen kleinen Wert auf. Und zwar tritt dies auch in dem Zustand

ein, wo die Auflösung des Seilquerschnitts nur teilweise stattfindet, mit anderen Worten, wo E_f einen größeren Wert darstellt, als bei einer völligen Reibungslosigkeit.

Ferner durch eine Formänderung, in der die Litze A in die Hanfseele eindringt und die Litzen F und B sich in die Breite dehnen, wird die Litze A so gebogen, daß die Krümmung abnimmt. Das gibt Anlaß dazu, daß an der Stelle a in der Litze A die durch Formänderung verursachte Biegung eine abschwächende Wirkung auf die Biegungsbeanspruchungen ausübt, die bei Biegung des Seiles in einem gewissen Krümmungshalbmesser entstehen.

Aus den oben erwähnten beiden Sachverhältnissen halten wir es für erklärlich, daß kleine Beanspruchungen an der Stelle a , dagegen größere an den Stellen b , f und e , c entstehen.

Der Unterschied der Beanspruchungen an einzelnen Stellen wird, wie schon gesagt, durch den Auflösungs Vorgang und die Formänderung des Querschnitts verursacht, und es ist leicht zu vermuten, daß er sich bei einem Seil mit Hanfseele wegen hochgradiger Formänderungen des Querschnitts auf große Werte erstreckt und bei einem Seil ohne Hanfseele dagegen von geringem Maß bleibt.

In Abb. 14 und 15 legen wir verschiedene Werte der Biegungsbeanspruchungen an einzelnen Stellen dar.

Daß sie uns mit Zunahme von k größer zu werden scheinen, versteht sich von selbst. Aber wenn E_f , und damit zugleich k zunimmt, wird dadurch die Erhöhung von σ_b nicht ohne weiteres erreicht, weil ρ auch mit Zunahme von E_f größer wird und der gleichzeitigen Tendenz der Steigerung von k widerstreitet.

Wenn wir jetzt aus den Gleichungen

$$\sigma_b = E_b \frac{kd}{2\rho},$$

$$\rho = \frac{2}{Q} \sqrt{E_f I_r S},$$

die folgende (17) formulieren, um die Beanspruchungen in einem mit Einzelquerlast belasteten Tragseil auszudrücken:

$$\sigma_b = E_b \frac{kQd}{4\sqrt{E_f I_r S}}, \quad \dots\dots\dots(17)$$

dann ergibt sich aus Berechnungen, daß die Beanspruchungen eines Spiralseiles von 7 Drähten im Zustand einer vollkommene Reibungssteifigkeit nur um 10 bis 20% größer sind, als in dem einer völligen Reibungslosigkeit, also daß der Unterschied nicht bedeutend ist. Das gleiche Sachverhältnis läßt sich auch bei einem Seil von $6 \times 7 C/L$ erkennen.

In Bezug auf die Gleichung (16) haben wir für Abb. 13 $E_b = 17000 \text{ kg/mm}^2$ und für Abb. 14, 15 $E_b = 10000 \text{ kg/mm}^2$ angenommen.

Wenn wir bei Abb. 14 und 15 für den Wert, den E_f in einem angenommenen Zustand der völliger Reibungslosigkeit annehmen wird, z.B. $k = 1.5$ finden, so können wir das in dem Sinne auffassen, daß $E_b = 15000 \text{ kg/mm}^2$ für $\sigma_b = E_b \frac{d}{D}$ anzunehmen ist.

Da wir in Abb. 13, 14 und 15 an den Stellen, für die große Werte der Beanspruchungen zu finden sind, $E_b = 15000 \sim 17000 \text{ kg/mm}^2$ erhalten und zugleich vermuten, daß an anderen Stellen noch stärkere Beanspruchungen entstehen können, halten wir es für passend, 20000 kg/mm^2 als den Wert von E_b zu bestimmen.

3.2 Messungen der Biegebungsbeanspruchungen eines um die Treibscheibe angeschmiegt laufenden Seiles

Die Einrichtung für die zweite Methode der sogenannten Schmiegeprüfungen eines Seiles, d.h. die Messungen der Biegebungsbeanspruchungen eines um die Treibscheibe angeschmiegt laufenden Seiles, ist in Abb. 17 skizziert. Die Treibscheibe wird durch den elektrischen Motor in Betrieb gesetzt, dann durch

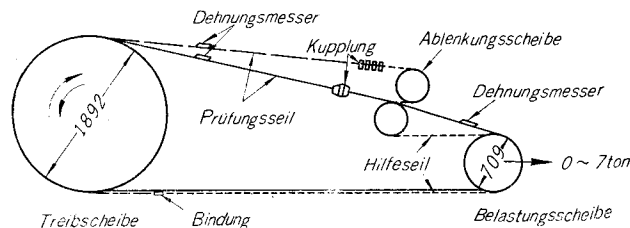


Abb. 17. Biegeeinrichtung des Seiles durch die Scheibe.

das Getriebe für Geschwindigkeitsverminderung und die Krankmechanik in Hin- und Zurückbewegung im Halbkreis gesetzt.

Da die Maximalzugkraft der Zugeinrichtung mit Öldruck etwa 7 ton beträgt, kann sich der Zug für das Seil bis auf ungefähr 3.5 ton belaufen. Wenn der Dehnungsmesser, der an den Draht in der äußeren Lage in paralleler Richtung zur Drahtachse angeklebt ist, auf die Treibscheibe oder Belastungsscheibe kommt, werden die entstandenen Dehnungen durch einen Verstärker gedrückt, an einen Oscillograph geleitet und mit einer Feder automatisch aufgezeichnet.

Es wird aufgezeichnet, wann die Stelle mit dem angeklebten Dehnungsmesser an die Scheibe kommt und sie berührt. Ein Beispiel der also erhaltenen Resultate ist in Abb. 18 dargestellt.

Zu dieser Abbildung möchten wir Folgendes bemerken. Der Dehnungsmesser ist nämlich nur an die Stelle a in Abb. 18 angeklebt, und zum Ausdruck der Dehnungen ist E_b als Elastizitätsmodul für Biegebungsbeanspruchungen angewandt. Der

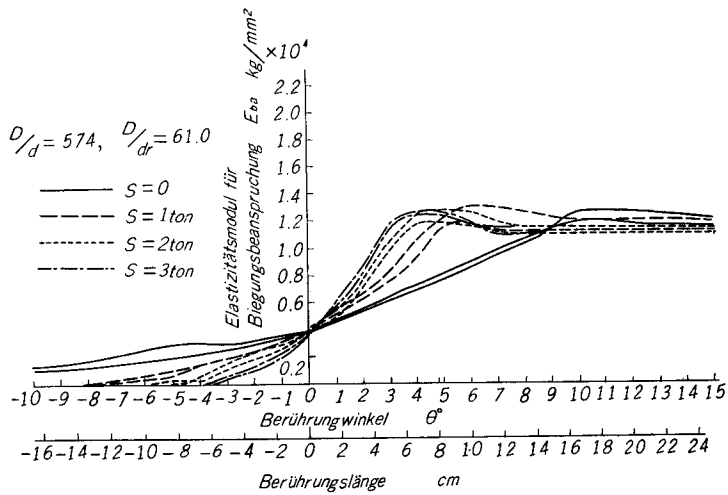


Abb. 18. Scheinelastizitätsmodul für Biegebeanspruchung des Seiles 6×7 C/L 30.0 mm ϕ .

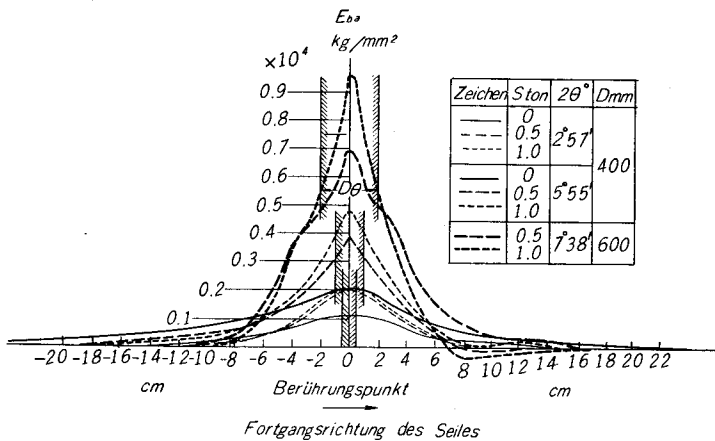


Abb. 19. Scheinelastizitätsmodul für Biegebeanspruchung E_{bs} des Spiralseiles mit 7 Drähten bei kleinem Ablenkwinkel θ .

Punkt 0 bezeichnet den Berührungspunkt, an dem sich der Dehnungsmesser mit der Scheibe in einem angenommenen Fall berührt, wo das Seil Biegesteifigkeit völlig entbehrt.

Tatsächlich aber müssen Dehnungen wegen eines gewissen Maßes von Biegesteifigkeit schon entstehen, bevor die Stelle des angeklebten Dehnungsmessers nahe an die Scheibe kommt. In Abb. 19 zeichnen wir die Resultate der Biegeprüfungen eines Seiles auf, von dem wir annehmen, daß es nur an einem Punkt mit einer Ablenkungsscheibe in Berührung kommt. Hierbei können wir die Entstehungsweise der Dehnungen beobachten, die sich schon ziemlich weit vor

dem Berührungspunkt sehen läßt. An welchem Punkt die Dehnungen zuerst entstehen und wie stark sie sind, das wird je nach Zugkraft und Biegesteifigkeit eines Seiles verschieden sein. Die Tatsache aber, daß Biegebeanspruchungen auch an anderen Stellen als am Belastungspunkt entstehen, weist uns auf die Notwendigkeit hin, nicht nur die durch die unter dem Seil befindlichen Rollen verursachten Biegebeanspruchungen, sondern auch diejenigen, die durch die in der Nähe liegenden Rollen hervorgerufen und beigefügt werden, in Betracht zu ziehen. Wir haben deswegen unter Benutzung von der oben erwähnten Gleichung (Tab. 4) für E_f nach dem Wert von L gesucht, wobei sich $(1+e^{-\lambda L})$ oder $(1+e^{-\lambda L})^2$ auf 1.05 belaufen kann, und die erhaltenen Resultate in Tab. 5 aufgezeigt.

Tab. 5. Einflüsse der in der Nähe befindlichen Rollen auf die Biegebeanspruchungen der Seile von 6×7 C/L.

Seil- durchmesser d_r mm	Draht- durchmesser d mm	Seil- querschnitt A_r mm	Trägheits- moment I_r mm ⁴	$10^{-2} \cdot \lambda \cdot \text{mm}^{-1}$		Abstand L mm					
						$1+e^{-\lambda L}=1.05$		$(1+e^{-\lambda L})^2=1.05$			
				$\tan \theta =$		$\tan \theta =$		$\tan \theta =$		$\tan \theta =$	
						0.02	0.05	0.02	0.05	0.02	0.05
24	2.64	229.9	7,997	1.98	2.55	151	118	187	145		
28	3.08	312.9	14,820	1.70	2.19	176	137	218	169		
32	3.52	408.7	25,280	1.45	1.91	206	157	254	194		
36	3.96	517.3	40,490	1.32	1.70	227	176	280	218		

Wenn nun zwei Querlasten mit einer gleichen Größe von Q in einem Abstand von L voneinander getrennt gleichzeitig auf das Seil wirken, läßt sich der Krümmungshalbmesser des Seiles an einem von zwei Belastungspunkten folgenderweise ausdrücken:

$$\rho = \frac{2}{Q} \sqrt{E_f I_r S} \cdot \frac{1}{1+e^{-\lambda L}}$$

Wenn wir eine gleiche Größe von vier Querlasten mit Q und einen gleichen Abstand mit L bezeichnen, in dem jede von ihnen von den anderen getrennt gleichzeitig auf das Seil wirkt, bekommen wir für den Krümmungshalbmesser des Seiles an einem von zwei, in der Mitte befindlichen Belastungspunkten die folgende Gleichung:

$$\rho = \frac{2}{Q} \sqrt{E_f I_r S} \cdot \frac{1}{(1+e^{-\lambda L})^2}$$

Als der Wert des Elastizitätsmoduls für Biegebeanspruchungen steht in Abb. 18 ungefähr 13000 kg/mm^2 , er kann sich aber, wie wir im Abschnitt 3.1 festgestellt haben, an anderen Stellen als an a noch erhöhen.

In dieser Hinsicht haben wir, wie es in Abb. 20 aufgezeichnet ist, an der Stelle b, f und anderen einen Dehnungsmesser angeklebt und Experimente angestellt.

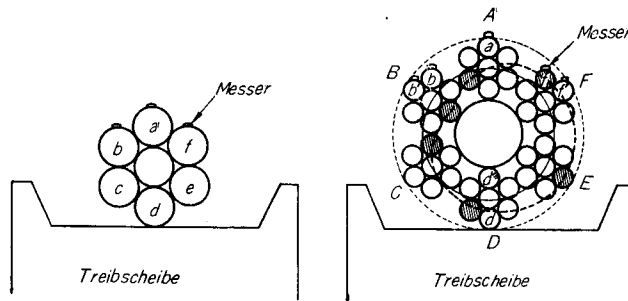


Abb. 20. Stelle der Dehnungsmesser.

An dem Punkt, an dem die Stelle mit dem angeklebten Dehnungsmesser auf die Treibscheibe und mit dieser in vollkommene Berührung kommt, finden wir für die Biegungsbeanspruchungen konstante Werte, die wir unter Benutzung von E_b in Abb. 21 und 22 ausdrücken.

Die Biegungsbeanspruchungen belaufen sich, wie wir sehen, an der Stelle b , f und anderen auf höhere Werte als an der Stelle a . Das folgt vermutlich, wie im Abschnitt 3.1 schon erwähnt, aus dem Auflösungsvorgang und der Formänderung des Seilquerschnitts.

Im Hinblick darauf haben wir in Tab. 6 ein Beispiel für das Formänderungsmaß des Querschnitts eines sich an die Treibscheibe schmiegenden Seiles angeführt.

Aus unseren experimentellen Resultaten schließen wir, daß es erforderlich ist, als den Wert von E_b für Entstehungsstellen der Maximalbiegungsbeanspruchungen 20000 kg/mm^2 anzunehmen.

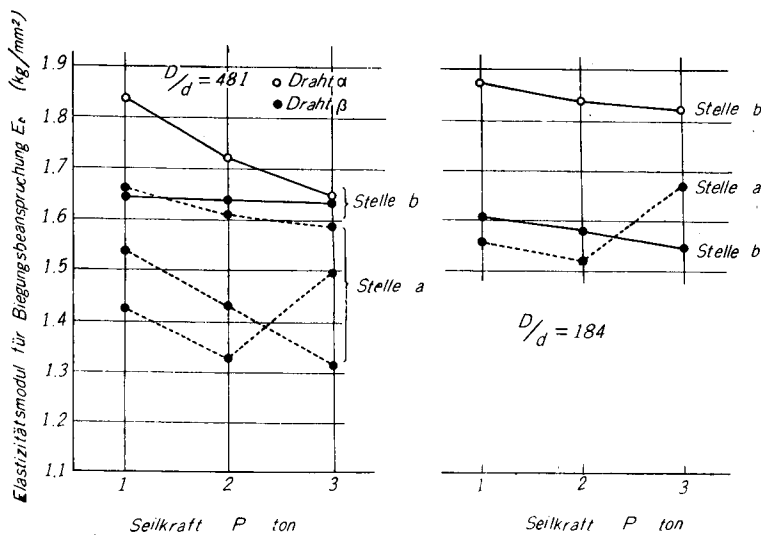


Abb. 21. Versuchsergebnisse des Spiralseiles $12.0 \text{ mm}\phi$ mit 7 Drahten.

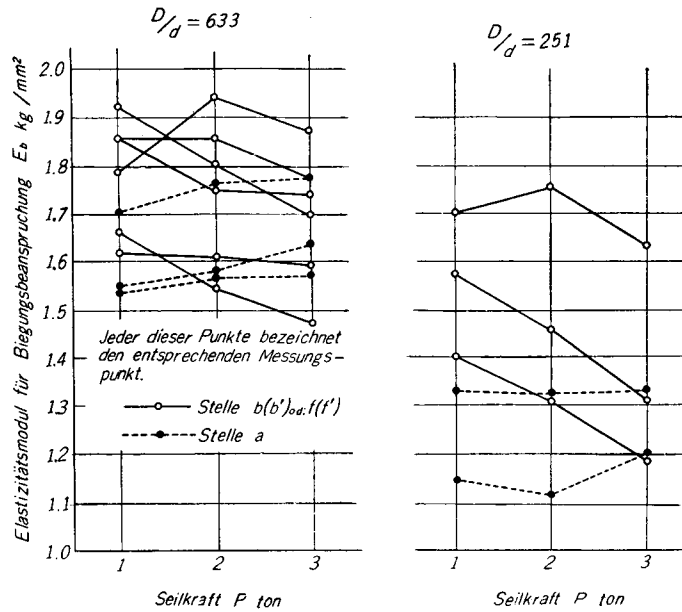


Abb. 22. Versuchsergebnisse des Litzenseiles 6×7 C/L 28.0 mmφ.

Tab. 6. Formänderungsmaß der Querschnitte bei Biegungen der verschiedenen Seile

Seilkraft	Vergrößerungsmaß des Seildurchmessers in einer Richtung bei Formänderung 1/100 mm			
	7-Drähte 12 mmφ	6×7 C/L 14 mmφ	6×7 C/L 28 mmφ	6×19 O/O 14 mmφ
1 ton	0.3	2.3	7.3	2.0
2 ton	1.3	3.5	10.0	2.0
3 ton	2.3	5.0	10.0	3.8

Als ein Beispiel für Entstehungsstellen der Maximalbeanspruchungen möchten wir auf d''' in Abb. 20 hinweisen.

3.3 Schlußwort

Aus den erwähnten beiden Biegeprüfungen haben wir folgende Resultate erhalten.

- 1) Bei Bezeichnung der Biegebbeanspruchungen in einem Seil mit

$$\sigma_b = E_b \frac{d}{D},$$

wäre ein passender Wert für E_b ungefähr 20000 kg/mm².

- 2) Die Biegesteifigkeit eines Seiles wird durch den Verschiebungsgrad zwischen den Drähten und zwischen Litzen in hohem Maß beeinflusst.

- 3) E_f erhöht sich mit Zunahme der Seilkraft und vermindert sich mit Zunahme der Querlast.

Schrifttum

- 1) Sin Owada; Report of the Institut of Industrial Science, Univ. of Tokyo, 4 (March 1955).
- 2) E. Czitary; "Seilschwebbahnen", Wien Springer-Verlag, s. 75-103 (1951).
- 3) Th. Wyss; "Stahldrahtseile der Transport- und Förderanlagen, insbesondere der Standseil- und Schwebbahnen", Schweizer Druck- und Verlagshaus AG, Zürich 8, s. 118-148 (1956).